

⑯ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑯ Übersetzung der  
europäischen Patentschrift

⑯ EP 0 378 900 B1

⑯ DE 689 07 338 T 2

Int. Cl. 5:  
F 16 H 3/66

DE 689 07 338 T 2

⑯ Deutsches Aktenzeichen: 689 07 338.0  
⑯ Europäisches Aktenzeichen: 89 312 000.6  
⑯ Europäischer Anmeldetag: 20. 11. 89  
⑯ Erstveröffentlichung durch das EPA: 25. 7. 90  
⑯ Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA: 23. 6. 93  
⑯ Veröffentlichungstag im Patentblatt: 25. 11. 93

⑯ Unionspriorität: ⑯ ⑯ ⑯  
07.12.88 JP 307936/88

⑯ Erfinder:  
Asada, Toshiyuki, Toyota-shi Aichi-ken, JP

⑯ Patentinhaber:  
Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP

⑯ Vertreter:  
Tiedtke, H., Dipl.-Ing.; Bühling, G., Dipl.-Chem.;  
Kinne, R., Dipl.-Ing.; Pellmann, H., Dipl.-Ing.; Grams,  
K., Dipl.-Ing.; Link, A., Dipl.-Biol. Dr., Pat.-Anwälte,  
80336 München

⑯ Benannte Vertragstaaten:  
DE, FR, GB

⑯ Automatisches Umlaufgetriebe.

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelebt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patentamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 689 07 338 T 2

1 Hintergrund der Erfindung

Gebiet der Erfindung

Die vorliegende Erfindung bezieht sich allgemein auf eine  
5 Drehzahlwechselvorrichtung in einem Automatikgetriebe für  
Kraftfahrzeuge, wie Automobile sowie Eisenbahnfahrzeuge, und  
insbesondere auf eine derartige Drehzahlwechselvorrichtung,  
die mit zwei Planetenradsätzen der Einzelritzelbauart und  
10 einem Planetenradsatz der Doppelritzelbauart ausgestattet  
ist.

Erörterung des Standes der Technik

Eine bekannte, in einem Automatikgetriebe für ein Kraftfahr-  
zeug verwendete Drehzahlwechselvorrichtung hat eine Mehrzahl  
15 von in geeigneter Weise angeordneten Planetenradsätzen, von  
denen jeder ein Sonnenrad, ein Ringrad, wenigstens ein Pla-  
netenritzel, das mit dem Sonnen- und Ringrad kämmt, und  
einen das oder die Planetenritzel drehbar lagernden Plane-  
20 tenradträger aufweist. Eines dieser Räder und Träger (Ritzel)  
der Planetenradsätze dient als ein Antriebselement, das mit  
einem Antriebsglied des Getriebes verbunden ist, und ein an-  
deres Bauteil der Getriebevorrichtung dient als ein Abtriebs-  
element, das mit einem Abtriebsglied des Getriebes verbun-  
25 den ist, während andere Elemente mit einem ortsfesten Bau-  
teil, wie einem Getriebegehäuse, gekoppelt werden können.  
Bei dieser Anordnung wird eine Drehbewegung des Antriebsglied-  
des des Getriebes auf das Abtriebsglied mit unterschiedlichen  
Übersetzungsverhältnissen ins Langsame für eine Vorwärts-  
oder Rückwärtsfahrt des Fahrzeugs übertragen.

30 Die durch die Drehzahlwechselvorrichtung gelieferten Unter-  
setzungsverhältnisse variieren, wie oben gesagt wurde, in  
einem erheblichen Ausmaß in Abhängigkeit von der Art der  
Zusammensetzung oder Verbindung der Planetenradsätze, dem  
35 Übersetzungsverhältnis eines jeden Planetenradsatzes (d.h.  
der Zähnezahl des Sonnenrades dividiert durch die Zähnezahl  
des Ringrades) und der Anzahl der Planetenritzel, die jeder

1 Planetenradsatz besitzt. Jedoch sind in der Praxis nicht  
alle denkbaren Anordnungen der Planetengetriebefvorrichtung ver-  
wendbar. Das heißt, daß die Drehzahlwechselvorrichtung, die  
5 eine Reihe von Planetenradsätzen enthält, in nützlicher Weise  
eingesetzt werden kann, wenn die Übersetzungsvorrichtung ver-  
schiedene Bedingungen oder Beschränkungen erfüllt, wie z.B.  
10 Einbau-Anpassungsfähigkeit an den Fahrzeugaufbau, Realisier-  
barkeit der Produktion und Kraftübertragungs- sowie Drehzahl-  
wechselkennwerte und -leistung. Mit anderen Worten bedeutet  
15 das, daß zahlreiche Arten von Planetenradsätzen konstruiert  
werden können, indem lediglich die Kombination und die Über-  
setzungsverhältnisse der Planetenradsätze verändert werden.  
Deshalb ist es ziemlich schwierig, gerade diejenige Ausbil-  
dung der Drehzahlwechselvorrichtung zu entwerfen, die alle  
20 die oben angegebenen Bedingungen erfüllt, welche für ein  
Automatikgetriebe eines Kraftfahrzeug erforderlich sind.

Unter der oben beschriebenen Situation sind verschiedene Ar-  
ten von Drehzahlwechselvorrichtungen vorgeschlagen worden,  
25 die für eine Verwendung in einem Automatikgetriebe geeignet  
sind. Beispielsweise offenbaren die Offenlegungsschriften  
Nr. 51-17767, 51-48062, 51-108168, 51-108170 und 51-127968  
der ungeprüften Japanischen Patentanmeldungen Drehzahlwech-  
sel-Planetengetriebe mit drei Planetenradsätzen.

Bei der Drehzahlwechselvorrichtung mit einer Mehrzahl von  
30 Planetenradsätzen sind jedoch die Anzahl der durch die Vor-  
richtung zur Verfügung gestellten Betriebspositionen und  
die Untersetzungsverhältnisse der jeweiligen Betriebspositio-  
nen in hohem Maß in Abhängigkeit davon, wie die Planetenrad-  
sätze untereinander verbunden sind, welches Element der Über-  
35 setzungsvorrichtung mit dem Antriebsglied des Getriebes ver-  
bunden ist und welche Elemente an einem ortsfesten Bauteil  
festlegbar sind, veränderlich. Praktisch wird eine geeignete  
Drehzahlwechselvorrichtung für ein Fahrzeuggetriebe auf der  
Grundlage der Leistungskennlinie des Motors, mit welchem das  
Getriebe verbunden wird, und des Typs sowie der geforderten

1 Eigenschaften des Fahrzeugs, in welches das Getriebe einge-  
baut wird, gewählt. Wenn die unterschiedlichen Motorfahrzeug-  
5 typen Drehzahlwechselvorrichtungen benötigen, die unter-  
schiedlich in der Anordnung des Getriebebezuges der Planetenrad-  
sätze wie auch in der Position der Kupplungen und Bremsen  
10 konstruiert sind, sollte die Anzahl der Arten der Wechsel-  
vorrichtungen so groß vorbereitet werden wie die Anzahl der  
Typen von Kraftfahrzeugen, bei denen die Getriebekonstruk-  
15 turen eingebaut werden. Das resultiert in einer schlechten  
Produktivität der Getriebesätze aufgrund eines erhöhten  
Zeitaufwands für deren konstruktive Ausgestaltung und Ferti-  
gung. Das heißt, daß viele Grundanordnungen von Planetengetrie-  
20 bessystemen, die gemeinsame Fertigungs- oder Montage-  
schritte nicht erlauben, hergestellt werden sollten, wodurch  
15 die Produktivität der notwendigen Fertigungsstraße der Ge-  
triebekonstruktionen demzufolge vermindert wird.

Wie oben gesagt wurde, ist die Drehzahlwechselvorrichtung,  
20 die eine Mehrzahl von Planetenradsätzen aufweist, imstande,  
eine Vielzahl von Untersetzungsverhältnissen herzustellen,  
die sich in hohem Maß in Abhängigkeit von der Art der Ver-  
bindung der Planetenradsätze und der Positionen der Kupplung-  
gen sowie der Bremsen in den Planetenradsätzen unterscheiden.  
25 Es ist deshalb technisch möglich, die Anzahl der Betriebs-  
stellungen und der Untersetzungsverhältnisse der Überset-  
zungsvorrichtung nach der Notwendigkeit zu bestimmen, indem  
die Anzahlen und Positionen der vom Motor eine Kraft aufneh-  
menden Kupplungen sowie der die ausgewählten Glieder der  
30 Übersetzungsvorrichtung stationär haltenden Bremsen geändert  
werden, während dieselben Kombinationen von Gliedern der Pia-  
netenradsätze, die permanent untereinander fest oder durch  
Kupplungsmittel miteinander zu verbinden sind, aufrechterhal-  
ten werden. Auf diese Weise kann das oben angesprochene Pro-  
35 blem in einem gewissen Ausmaß gelöst werden, weil dieselbe  
Grundanordnung der Planetengetriebesysteme für unterschied-  
liche Bauformen von Übersetzungsvorrichtungen verwendet wer-  
den kann. In diesem Fall ist es erwünscht, daß die Grundan-  
ordnung

1 ordnung des Planetengetriebesystems relativ kompakt sowie  
klein bemessen gemacht wird und leicht herzustellen ist so-  
wie das Übersetzungsverhältnis ins Langsame liefert, das sich  
im wesentlichen in Form einer geometrischen Progression, um  
5 Schaltstöße zu reduzieren, ändert. Es ist auch erwünscht,  
daß die Grundanordnung einen relativ großen Bereich von Un-  
tersetzungsverhältnissen liefert, welcher ein Übersetzungs-  
verhältnis ins Langsame von "1" oder nötigenfalls niedriger  
einschließt.

10 Andererseits sind die in den oben angegebenen Schriften offen-  
barten herkömmlichen Drehzahlwechselvorrichtungen nicht in  
der Lage, eine Schnellgangposition, deren Untersetzungsver-  
hältnis "1" oder niedriger ist, zu erstellen. Ferner zeigen  
15 diese Veröffentlichungen nicht die Art einer Änderung der An-  
ordnung der Kupplungen und Bremsen, so daß die durch die  
Übersetzungsverrichtungen zur Verfügung gestellten Betriebs-  
stellungen zu wechseln sind. Bei den herkömmlichen Überset-  
zungsvorrichtungen ändern sich die Untersetzungsverhältnisse  
20 der Betriebspositionen nicht immer in Form einer geometri-  
schen Progression, so daß in ungünstiger Weise die Schalt-  
stöße hervorgerufen werden, die den Fahrkomfort des Fahr-  
zeugs verschlechtern.

25 Die DE-A-24 06 124 beschreibt eine Drehzahlwechselvorrichtung  
mit den Merkmalen des Gattungsbegriffs des Patentanspruchs 1.

Abriß der Erfindung

30 Die vorliegende Erfindung wurde mit Blick auf die oben be-  
schriebenen Situationen entwickelt. Es ist demzufolge ein  
Ziel der Erfindung, eine Drehzahlwechselvorrichtung in  
einem Automatikgetriebe für ein Kraftfahrzeug zu schaffen,  
35 die eine Grundanordnung besitzt, welche eine Mehrzahl von  
Planetengesetztesätzen einschließt, so daß die Anordnung  
ohne Schwierigkeiten Modifikationen zuläßt, um unterschied-  
liche spezielle Ausgestaltungen zur Verfügung zu stellen,  
die vielfältigen Anforderungen an verschiedenartige Typen

1 eines Automatikgetriebes des Fahrzeugs entsprechen.

5 Das obige Ziel kann gemäß dem Prinzip der vorliegenden Erfin-  
dung erreicht werden, die eine Drehzahlwechselvorrichtung in  
einem Automatikgetriebe für ein Kraftfahrzeug in Übereinstim-  
mung mit dem Patentanspruch 1 schafft.

10 Sofern die zwei oben angegebenen Elemente untereinander fest  
gekoppelt sind, können diese beiden Elemente getrennte Ele-  
mente sein, welche durch eine geeignete Art und Weise anein-  
ander befestigt sind. Alternativ können die beiden Elemente  
als ein einzelnes einteiliges Element ausgestaltet sein, wel-  
ches zwei Funktionen, die den beiden Elementen entsprechen,  
erfüllt. Auch in diesem Fall werden die beiden Elemente in  
15 Übereinstimmung mit dem Prinzip der Erfindung als fest unter-  
einander durch Kopplungseinrichtungen verbunden interpretiert.  
Die oben angegebene Kupplungseinrichtung kann eine Kupplung  
sein, die eingerückt wird, um selektiv die entsprechenden  
Elemente, die oben genannt wurden, zu verbinden.

20 In der Drehzahlwechselvorrichtung dieser Erfindung mit dem  
oben beschriebenen Aufbau werden die Innenzahnräder des ersten  
und zweiten Planetenradsatzes immer oder momentan als eine  
Einheit gedreht oder stationär gehalten oder unabhängig von  
25 einander gedreht oder stationär gehalten, wobei sie auf die-  
se Weise als ein einteiliges stationäres Element, als sepa-  
rate stationäre Elemente, als ein einteiliges Antriebselement  
oder getrennte Antriebselemente, das/die mit dem Antriebs-  
glied verbunden ist/sind, oder als ein einteiliges Antriebs-  
30 glied verbunden ist/sind, dienen. In gleichartiger  
Weise dienen das Sonnenrad des ersten Planetenradsatzes und  
das Innenzahnrad des zweiten Planetenradsatzes als das ein-  
teilige stationäre Element oder separate stationäre Elemente,  
35 als das einteilige Antriebselement oder separate Antriebs-  
elemente oder als das einteilige Abtriebselement oder sepa-  
rate Abtriebselemente. Ferner dienen die Planetenradträger

1 des zweiten und dritten Planetenradsatzes als das einteilige  
stationäre Element oder separate stationäre Elemente, als  
das einteilige Antriebselement oder separate Antriebselemente  
oder als das einteilige Abtriebselement oder separate Ab-  
triebselemente. Darüber hinaus dienen die Sonnenräder des  
5 zweiten und dritten Planetenradsatzes als das einteilige  
stationäre Element oder separate stationäre Elemente, als  
das einteilige Antriebselement oder separate Antriebselemen-  
te oder als das einteilige Abtriebselement oder separate Ab-  
triebselemente. Jedes der unabhängigen Elemente der Drehzahl-  
10 wechselvorrichtung, wie z.B. der Planetenradträger des ersten  
Planetensatzes, dient als ein unabhängiges stationäres  
Antriebs- oder Abtriebselement der Vorrichtung. Somit wirken  
die individuellen Planetenradsätze zusammen, um eine Drehbe-  
15 wegung des Antriebsgliedes des Getriebes auf das Abtriebs-  
glied mit unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen ins  
Langsame (die ein Direktantrieb- und/oder Schnellgangver-  
hältnis oder -verhältnisse einschließen können) für ein Vor-  
wärts- oder Rückwärtsfahren des Fahrzeugs zu übertragen.  
20 Letztlich trägt einer der drei Planetenradsätze dazu bei, das  
Untersetzungsvorrichtung ins Langsame der gewählten Betriebs-  
position mit Ausnahme der direkten Antriebsposition, deren  
Untersetzungsvorrichtung gleich "1" ist, herzustellen. Die  
erfindungsgemäße Drehzahlwechselvorrichtung kann eingerich-  
25 tet sein, um eine relativ große Anzahl von Betriebsstellun-  
gen einschließlich von fünf bis sieben Vorwärtsantriebsstel-  
lungen und einer bis zwei Rückwärtsantriebsstellungen zur  
Verfügung zu stellen, was schrittweise Drehzahlwechsel über  
einen relativ großen Bereich eines Übersetzungsverhältnisses  
30 ins Langsame ( d.h. ein relativ hohes Verhältnis des höch-  
sten Übersetzungsverhältnisses zum niedrigsten Überset-  
zungsvorrichtung) ermöglicht. Ferner können die von der Übersetzungsvorrichtung zur Verfügung gestellten Übersetzungs-  
verhältnisse so bestimmt werden, daß sie sich im wesentli-  
35 chen in Form einer geometrischen Progression verändern.

1 Die erfindungsgemäße Drehzahlwechselvorrichtung, die zwei  
Einzelritzel-Planetenradsätze und den einen Doppelritzel-  
Planetenradsatz einschließt, ergibt ein kompaktes Automatik-  
getriebe, das ohne weiteres für verschiedene Anwendungsfälle  
5 modifiziert werden kann und verbesserte Kraftübertragungskenn-  
werte mit verminderten Schaltstößen bietet.

10 In einer Ausgestaltung der Erfindung sind Kupplungsmittel  
zwischen dem ersten Sonnenrad und dem zweiten Innenzahnrad  
vorgesehen, um diese zwei Bauteile nötigenfalls zu verbinden.  
Bei einer anderen Ausgestaltung der Erfindung sind Kupplungs-  
mittel zur selektiven Verbindung des zweiten und dritten  
15 Planetenradträgers vorhanden.

15 Kurzbeschreibung der Zeichnungen

Das obige Ziel und weitere Ziele, die Merkmale sowie die Vor-  
teile dieser Erfindung werden bei Studium der folgenden de-  
taillierten Beschreibung von derzeit bevorzugten Ausführungs-  
formen der Erfindung, wenn diese im Zusammenhang mit den bei-  
20 gefügten Zeichnungen betrachtet wird, deutlich. Es zeigen:

25 Fig. 1(a) eine schematische Darstellung eines Teils eines  
Automatikgetriebes, das eine Ausführungsform einer Drehzahl-  
wechselvorrichtung dieser Erfindung einschließt;

Fig. 1(b) eine Tabelle zu Betriebsstellungen der Überset-  
zungsvorrichtung von Fig. 1(a) sowie von AN-AUS-Zuständen  
von Kupplungen und Bremsen der Übersetzungsvorrichtung, um  
deren Positionen herzustellen;

30 Fig. 2(a), 3, 4, 5(a), 6(a), 7(a), 8(a), 9(a), 10(a), 11(a)  
12(a), 13(a) und 14(a) schematische Darstellungen entsprechend  
derjenigen der Fig. 1 von verschiedenen anderen Ausführungs-  
formen der Erfindung;

1 Fig. 2(b), 5(b), 6(b), 7(b), 8(b), 9(b), 10(b), 11(b), 12(b),  
13(b) und 14(b) Tabellen von Betriebspositionen der Überset-  
zungsvorrichtungen der Ausführungsformen der Fig. 2(a), 5(a),  
6(a), 7(a), 8(a), 9(a), 10(a), 11(a), 12(a), 13(a) bzw. 14(a)  
5 sowie von AN-AUS-Zuständen von Kupplungen und Bremsen der je-  
weiligen Übersetzungsvorrichtungen.

Detaillierte Beschreibung der bevorzugten Ausführungsformen

10 Es wird zuerst auf die Fig. 1(a) Bezug genommen, in der eine  
Ausführungsform einer in einem Automatikgetriebe für ein  
Kraftfahrzeug verwendeten Drehzahlwechselvorrichtung gezeigt  
ist, welche einen ersten Planetenradsatz 1, einen zweiten  
15 Planetenradsatz 2 und einen dritten Planetenradsatz 3 umfaßt.  
Jeder der ersten und zweiten Planetenradsätze 1, 2 ist ein  
Einzelritzel-Planetensatz, während der dritte Planeten-  
radsatz 3 ein Doppelritzel-Planetensatz ist.

20 Im einzelnen besitzt der erste Planetenradsatz 1 ein erstes  
Sonnenrad 1S, ein erstes Planetenritzel 1P, einen ersten Pla-  
netenradträger 1C und ein erstes Innenzahnrad 1R. Das erste  
Sonnen- und Innenzahnrad 1S, 1R sind in koaxialer Lagebezie-  
hung zueinander angeordnet, während das erste Planetenritzel  
25 1P drehbar vom ersten Planetenradträger 1C gelagert und  
zwischen dem ersten Sonnen- sowie Innenzahnrad 1S, 1R angeord-  
net ist, mit denen es kämmt. Der zweite Planetenradsatz 2  
besitzt ein zweites Sonnenrad 2S, ein zweites Planetenritzel  
2P, einen zweiten Planetenradträger 2C und ein zweites In-  
nenzahnrad 2R. Das zweite Sonnen- und Innenzahnrad 2S, 2R  
30 sind in koaxialer Lagebeziehung zueinander angeordnet, wäh-  
rend das zweite Planetenritzel 2P vom zweiten Planetenrad-  
träger 2C drehbar getragen wird und zwischen dem zweiten  
Sonnen- sowie Innenzahnrad 2S, 2R angeordnet ist, mit denen  
es kämmt.

35 Der dritte Planetenradsatz 3 besitzt ein drittes Sonnenrad 3S.  
Der dritte Planetenradsatz 3 besitzt ein drittes Sonnenrad 3S.  
ein Paar von dritten Planetenritzeln 3P, die miteinander  
kämmen, einen dritten Planetenradträger 3C und ein drittes

1      Innenzahnrad 3R. Der dritte Planetenradsatz 3 kann zwei oder  
mehr Paare von dritten Planetenritzeln 3P enthalten. Das  
Paar von dritten Planetenritzeln 3P wird vom dritten Plane-  
tenradträger 3C drehbar gelagert und ist zwischen dem drit-  
ten Sonnen- sowie Innenzahnrad 3S, 3R angeordnet. Das eine  
5      der beiden dritten Planetenritzel 3P kämmt mit dem dritten  
Sonnenrad 3S, während das andere Ritzel 3P mit dem dritten  
Innenzahnrad 3R kämmt.

10     In dieser Drehzahlwechselvorrichtung sind das erste und drit-  
te Innenzahnrad 1R und 3R untereinander für eine Drehung als  
eine Einheit gekoppelt, während eine dritte Kupplung K3 zwi-  
schen dem ersten Sonnenrad 1S und dem zweiten Innenzahnrad 2R  
vorgesehen ist, so daß die Räder 1S, 2R untereinander durch  
15     die dritte Kupplung K3 zu verbinden sind. Ferner sind der  
zweite Planetenradträger 2C und der dritte Planetenradträger  
3C untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest ver-  
bunden, während das zweite Sonnenrad 2S und das dritte Sonnen-  
rad 3S untereinander zur Drehung als eine Einheit fest gekop-  
pelt sind.

Geeignete Kopplungseinrichtungen sind zwischen den unterein-  
ander, wie oben beschrieben wurde, verbundenen  
Elementen vorgesehen. Die Kopplungseinrichtungen können eine  
25     Hohlwelle, eine massive Welle, eine Kupplungstrommel oder  
ein anderes Verbindungsglied, das in einem herkömmlichen Au-  
tomatikgetriebe für ein Kraftfahrzeug verwendet wird, sein.

Eine Antriebswelle 4 ist mit einem (nicht dargestellten) Mo-  
30     tor des Fahrzeugs über eine geeignete Kraftübertragungsein-  
richtung, wie einem Drehmomentwandler und einer Flüssigkeits-  
kupplung, verbunden. Zwischen der Antriebswelle 4 und dem  
ersten Sonnenrad 1S ist eine erste Kupplung K1 zur selekti-  
ven Verbindung der beiden Bauteile 4 und 1S vorgesehen. Fer-  
35     ner befindet sich eine zweite Kupplung K2 zwischen der An-  
triebswelle 4 und dem ersten Planetenradträger 1C zu deren  
selektiver Verbindung. Jede der ersten, zweiten und dritten

1 Kupplungen K1, K2 und K3 kann eine Naß-Lamellenkupplung oder  
eine Freilaufkupplung oder eine Kombination aus der Lamel-  
lenkupplung und der Freilaufkupplung in Reihen- oder Paral-  
lelschaltung miteinander verwenden. Diese Arten von Kupplun-  
gen werden selektiv ein- und ausgerückt, um die geeigneten  
5 Elemente untereinander zu verbinden und voneinander zu tren-  
nen, und zwar durch eine hydraulisch betätigtes Servo- oder  
andere Betätigungs vorrichtung, die im allgemeinen in einem  
Automatikgetriebe verwendet wird. Es sollte klar sein, daß  
10 geeignete Verbindungs- oder Zwischenglieder, wie Kupplungs-  
trommeln, für die Kupplungen K1, K2 und K3 vorgesehen werden  
können, um den Raum innerhalb eines Getriebegehäuses 6 zum  
Einbau der Bauelemente (Zahnräder und Träger) der drei Plane-  
tenradsätze sicherzustellen.

15 Die Drehzahlwechselvorrichtung enthält ferner eine erste  
Bremse B1, eine zweite Bremse B2 und eine dritte Bremse B3.  
Die erste Bremse B1 wird angezogen, um den ersten Planetenrad-  
träger 1C am Getriebegehäuse 6 festzulegen. Die zweite  
20 Bremse B2 wird angezogen, um das erste und dritte Innenzahn-  
rad 1R, 3R am Getriebegehäuse 6 festzuhalten, während die  
dritte Bremse B3 angezogen wird, um das zweite und dritte  
Sonnenrad 2S, 3S am Gehäuse 6 festzulegen. Für jede der  
Bremsen B1, B2 und B3 kann eine Naß-Lamellenbremse, eine  
25 Bandbremse, eine Freilaufkupplung oder eine Kombination dar-  
aus verwendet werden. Diese Typen von Bremsen werden angezogen  
und gelöst, um durch eine hydraulisch betätigtes Servo- oder  
andere Betätigungs vorrichtung, die im allgemeinen im Auto-  
matikgetriebe verwendet wird, die entsprechenden Bauelemente.  
30 selektiv zu blockieren. In der Praxis können geeignete Ver-  
bindungsmittel zwischen den Bremsen B1, B2, B3 und den  
zugeordneten, zu blockierenden Bauelementen oder zwischen  
den Bremsen und dem Getriebegehäuse 6 vorgesehen werden.

35 Mit dem zweiten und dritten Planetenradträger 2C und 3C des  
zweiten sowie dritten Planetenradsatzes 2, 3 ist eine Abtriebs-  
welle 5 verbunden, die dazu dient, eine Drehbewegung von der

1      Übersetzungsvorrichtung oder dem Getriebe auf eine Kardan-  
welle oder ein Vorgelegegetriebe (die nicht dargestellt sind)  
eines Kraftfahrzeugs zu übertragen.

5      Die erfindungsgemäße Drehzahlwechselvorrichtung mit dem oben  
beschriebenen Aufbau besitzt acht Betriebsstellungen, d.h.  
sieben Vorwärts-Antriebsstellungen (1. Gang, 2. Gang, 3. Gang,  
4. Gang, 5. Gang, 6. Gang und 7. Gang) und eine Rückwärts-  
Antriebsstellung. Wie in der Tabelle der Fig. 1(b) angegeben  
10     ist, werden diese acht Stellungen selektiv durch gleichzei-  
tiges Einrücken von drei Reibschlußvorrichtungen, die aus  
der ersten, zweiten sowie dritten Kupplung K1 - K3 und der  
ersten, zweiten sowie dritten Bremse B1 - B3 ausgewählt wer-  
den, hergestellt. Die in Fig. 1(b) gezeigte Tabelle gibt  
15     auch die Untersetzungsverhältnisse (Drehzahl der Antriebs-  
welle 4/Drehzahl der Abtriebswelle 5) der jeweiligen Betriebs-  
stellungen der Übersetzungsvorrichtung und deren spezielle  
Werte, die bei der erfindungsgemäßen Ausführungsform erlangt  
werden, wobei die Planetenradsätze 1, 2 und 3 jeweilige Über-  
20     setzungsverhältnisse  $\varphi_1 = 0,317$ ,  $\varphi_2 = 0,379$  und  $\varphi_3 = 0,320$   
haben, an. In der Tabelle sind die eingerückten Kupplungen  
und angezogenen Bremsen durch die Symbole "o" gekennzeichnet.  
Jede Betriebsstellung der Drehzahlwechselvorrichtung wird  
25     im einzelnen beschrieben.

1. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

Die 1. Gangstellung der Drehzahlwechselvorrichtung wird be-  
werkstelligt oder gewählt, indem die erste und dritte Kupplung  
30     K1, K3 sowie die erste Bremse B1 gleichzeitig angezogen wer-  
den. Unter dieser Bedingung werden das erste Sonnenrad 1S  
und das zweite Innenzahnrad 2R mit der Antriebswelle 4 ver-  
bunden, während der erste Planetenradträger 1C am Getriebege-  
häuse 6 festgelegt wird. Im ersten Planetenradsatz 1 wird  
35     das erste Sonnenrad 1S mit der Antriebswelle 4 gedreht, wobei  
der erste Planetenradträger 1C blockiert ist, so daß das erste  
Ringrad 1R in der zur Drehrichtung der Antriebswelle 4 ent-

1 gesetzten Rückwärtsrichtung mit einer Geschwindigkeit ge-  
2 dreht wird, die niedriger als die Drehzahl der Antriebswelle  
3 ist. Diese Rückwärtsdrehung des ersten Ringrades 1R wird  
4 auf das dritte Ringrad 3R des dritten Planetenradsatzes über-  
5 tragen. Als Ergebnis wird das dritte Sonnenrad 3S in dersel-  
6 ben Rückwärtsrichtung wie das dritte Innenzahnrad 3R gedreht,  
7 weil der dritte Planetenradträger 3C mit der Abtriebswelle 5  
8 verbunden ist, wobei eine Last auf den Planetenradträger 3C  
9 aufgebracht wird. Im zweiten Planetenradsatz 2 wird anderer-  
10 seits das zweite Innenzahnrad 2R mit der Antriebswelle 4 ge-  
11 dreht, während das zweite Sonnenrad 2S, das mit dem dritten  
12 Sonnenrad 3S fest verbunden ist, in der Rückwärtsrichtung  
13 gedreht wird, wodurch der zweite Planetenradträger 2C und  
14 der mit diesem verbundene dritte Planetenradträger 3C in der  
15 Vorwärtsrichtung, d.h. in der Drehrichtung der Antriebswelle  
16 4, gedreht werden. Folglich wird die mit dem zweiten und  
17 dritten Planetenradträger 2C, 3C verbundene Abtriebswelle  
18 5 in der Vorwärtsrichtung mit einer im Vergleich zur Drehzahl  
19 der Antriebswelle 4 erheblich verminderten Drehzahl ge-  
20 dreht, d.h. mit dem höchsten Untersetzungsverhältnis unter  
21 den sieben Vorwärts-Antriebsstellungen. Das Untersetzungs-  
22 verhältnis des in diese 1. Gangstellung gebrachten Getriebes  
23 wird durch  $(\varrho_2 + \varrho_3) / (\varrho_3 - \varrho_1 \varrho_2)$  dargestellt und sein  
24 spezieller Wert ist in dieser Ausführungsform 3,498.

25

## 2. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

Die 2. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch  
gleichzeitiges Einrücken bzw. Anziehen der ersten sowie drit-  
ten Kupplungen K1, K3 und der zweiten Bremse B2 bewerkstel-  
30 ligt. Mit anderen Worten benötigt der Schaltvorgang von der  
1. Gangstellung zur 2. Gangstellung das Lösen der ersten  
Bremse B1 und das Anziehen der zweiten Bremse B2. In diesem  
Zustand trägt der erste Planetenradsatz 1 nicht zu irgend-  
35 einem Untersetzungsbetrieb bei, weil der erste Planetenrad-  
träger 1C sowohl von der Antriebswelle 4 als auch vom Ge-  
triebegehäuse 6 gelöst ist. Andererseits wird im zweiten Pla-

1 netenradsatz 2 das zweite Innenzahnrad 2R mit der Antriebs-  
welle 4 gedreht, wobei von der Abtriebswelle 5 auf den zweiten  
5 Planetenradträger 2C eine Last aufgebracht wird, und dadurch  
wird das zweite Sonnenrad 2S, wie oben beschrieben wurde,  
in der Rückwärtsrichtung gedreht. Diese Rückwärtsdrehung des  
zweiten Sonnenrades 2S wird auf das dritte Sonnenrad 3S des  
dritten Planetenradsatzes 3 übertragen.

10 Wenn das dritte Innenzahnrad 3 durch die zweite Bremse B2  
am Getriebegehäuse 6 festgelegt wird, wird der dritte Plane-  
tenradträger 3C in der Vorwärtsrichtung gedreht, falls das  
dritte Sonnenrad 3S in der Rückwärtsrichtung gedreht wird.  
Diese Vorwärtsdrehung des dritten Planetenradträgers 3C wird  
auf den mit diesem fest verbundenen zweiten Planetenradträger  
15 2C übertragen. Deshalb werden im zweiten Planetenradsatz 2  
das zweite Innenzahnrad 2R und die Antriebswelle 4 gleich-  
zeitig gedreht, und das zweite Sonnenrad 2S wird in der Rück-  
wärtsrichtung gedreht, während dem zweiten Planetenradträger 2  
eine Drehung in der Vorwärtsrichtung mit einer im Vergleich  
20 zur Drehzahl der Antriebswelle 4 relativ reduzierten Drehzahl  
vermittelt wird. Kurz ausgedrückt heißt das, die Drehbewegung  
der Antriebswelle 4 wird auf die Abtriebswelle 5 in einer  
untersetzenen Weise übertragen, wobei der zweite und drit-  
te Planetenradsatz 2, 3 wesentlich zur Erhöhung des Unterset-  
25 zungsverhältnisses der Getriebevorrichtung beitragen. Das  
durch das Getriebe in dieser 2. Gangstellung gelieferte Un-  
tersetzungsverhältnis wird durch  $(\varphi_3 + \varphi_2)/\varphi_3$  wiedergege-  
ben, und sein spezieller Wert ist bei der in Rede stehenden  
Ausführungsform 2,184.

30

### 3. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

35 Die 3. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch  
gleichzeitiges Einrücken bzw. Anziehen der ersten sowie drit-  
ten Kupplung K1, K3 und der dritten Bremse B3 hergestellt.  
Das heißt, daß der Schaltvorgang von der 2. Gangstellung zur  
3. Gangstellung das Lösen der zweiten Bremse B2 und das An-  
ziehen der dritten Bremse B3 erfordert. Unter dieser Bedin-

1 gung wird das erste Sonnenrad 1S mit der Antriebswelle 4 für  
eine Drehung als eine Einheit verbunden, während das zweite  
und dritte Sonnenrad 2S, 3S am Getriebegehäuse 6 festgehalten  
werden. In dieser 3. Gangstellung trägt weder der erste Pla-  
5 netenradsatz 1 noch der dritte Planetenradsatz 3 zu irgend-  
einem Untersetzungsvorgang bei, weil der erste Planetenrad-  
träger 1C von sowohl der Antriebswelle 4 als auch dem Getrie-  
begehäuse 6 gelöst ist und das dritte Innenzahnrad 3R vom  
Getriebegehäuse 6 getrennt ist. Im zweiten Planetenradsatz 2  
10 wird das zweite Innenzahnrad 2R mit der Antriebswelle 4 ge-  
dreht, während das zweite Sonnenrad 2S durch die dritte Brem-  
se B3 blockiert wird, wodurch der zweite Planetenradträger  
2C und die mit diesem verbundene Abtriebswelle 5 in der Vor-  
wärtsrichtung mit einer im Vergleich zur Drehzahl der An-  
15 triebswelle 4 relativ verminderten Drehzahl gedreht werden.  
Das Untersetzungsverhältnis der Übersetzungsvorrichtung, die  
in die 3. Gangstellung gebracht ist, wird durch  $1 + \varphi_2$  wieder-  
gegeben, und sein spezieller Wert ist bei dieser Ausführungs-  
form 1,379.

20

#### 4. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

Die 4. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch  
gleichzeitiges Einrücken der ersten, zweiten und dritten Kupp-  
25 lungen K1, K2 sowie K3 und Lösen von allen Bremsen B1, B2  
sowie B3 bewerkstellt. Das bedeutet, daß der Schaltvorgang  
von der 3. Gangstellung zur 4. Gangstellung das Lösen der  
dritten Bremse B3 und das Anziehen der zweiten Kupplung K2  
erfordert. In dieser vierten Gangstellung werden das erste  
30 Sonnenrad 1S sowie der erste Planetenradträger 1C des ersten  
Planetensatzes 1 und das zweite Innenzahnrad 2R des zweien  
Planetensatzes 2 alle mit der Antriebswelle 4 verbun-  
den. Als Ergebnis wird der erste Planetenradsatz als Ganzes  
in der Vorwärtsrichtung mit derselben Drehzahl wie die Dreh-  
zahl der Antriebswelle 4 gedreht, und die Vorwärtsdrehung  
35 des ersten Innenzahnrades 1R wird auf das dritte Innenzahn-  
rad 3R des dritten Planetenradsatzes 3 übertragen. Da das zweie  
te sowie dritte Sonnenrad 2S, 3S und der zweite sowie dritte

1 Planetenradträger 2C, 3C jeweils für eine Drehung als eine  
Einheit fest verbunden sind, wird der gesamte Aufbau aus  
dem zweiten sowie dritten Planetenradsatz 2, 3 in der Vor-  
wärtsrichtung mit der zur Drehzahl der Antriebswelle 4 glei-  
5 chen Drehzahl gedreht, wenn das zweite und dritte Innenzahn-  
rad 2R, 3R gleichzeitig mit der Antriebswelle 4 gedreht wer-  
den. Kurz gesagt heißt das, daß die Drehbewegung der Antriebs-  
welle 4 unmittelbar auf die Abtriebswelle 5 übertragen wird,  
wobei die drei Planetenradsätze 1, 2 und 3 als eine Einheit  
10 drehen. In diesem Fall ist das Untersetzungsverhältnis der  
Übersetzungsvorrichtung gleich "1".

##### 5. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

15 Die 5. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch  
gleichzeitiges Anziehen der zweiten Kupplung K2, der dritten  
Kupplung K3 und der dritten Bremse B3 hergestellt. Das heißt,  
daß der Schaltvorgang von der 4. Gang- zur 5. Gangstellung  
das Lösen der ersten Kupplung K1 und das Anziehen der dritten  
Bremse B3 erfordert. Unter dieser Bedingung wird der erste  
20 Planetenradsatz 1 so eingerichtet, daß das erste Sonnenrad 1S  
in der Vorwärtsrichtung mit einer höheren Drehzahl als der  
Drehzahl der Antriebswelle 4 und daß das erste Innenzahnrad  
1R in der Vorwärtsrichtung mit einer niedrigeren Drehzahl als  
der Drehzahl der Antriebswelle 4 gedreht werden. Im zweiten und  
25 dritten Planetenradsatz 2 und 3, in welchen die beiden Plane-  
tenradträger 2C, 3C und die beiden Sonnenräder 2S, 3S jeweils  
fest untereinander verbunden sind, wird das zweite Innenzahn-  
rad 2R in der Vorwärtsrichtung mit einer gegenüber der Dreh-  
zahl der Antriebswelle 4 höheren Drehzahl und das dritte In-  
30 nenzahnrad 3R in der Vorwärtsrichtung mit einer Drehzahl ge-  
dreht, die niedriger ist als diejenige der Antriebswelle 4.  
Demzufolge werden der zweite und dritte Planetenradträger 2C,  
3C sowie die damit verbundene Abtriebswelle 5 in der Vorwärts-  
richtung mit einer Drehzahl gedreht, die höher ist als die-  
35 jenige der Antriebswelle 4. Somit wird die Drehbewegung der  
Antriebswelle 4 auf die Abtriebswelle 5 mit dem in die  
5. Schnellgangposition geschalteten Getriebe übertragen. Das

1      Untersetzungsvorhältnis des Getriebes wird in dieser Stel-  
lung durch  $(1 + \varrho_1 + \varrho_1 \varrho_2 - \varrho_3)/(1 + \varrho_1)$  wiedergegeben, und  
sein spezieller Wert bei der vorliegenden Ausführungsform ist  
0,848.

5

#### 6. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

Die 6. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch  
gleichzeitiges Einrücken der ersten sowie zweiten Kupplung  
K1, K2 und Anziehen der dritten Bremse B3 erreicht. Das heißt,  
daß der Schaltvorgang von der 5. Gang- zur 6. Gangstellung  
das Lösen der dritten Kupplung K3 und das Einrücken der er-  
sten Kupplung K1 erfordert. Da sowohl das erste Sonnenrad 1S  
als auch der erste Planetenradträger 1C durch die Kupplungen  
K1, K2 mit der Antriebswelle 4 verbunden sind, wird der er-  
ste Planetenradsatz als Ganzes gleichzeitig mit der Antriebs-  
welle 4 in der gleichen Richtung (Vorwärtsrichtung) wie die  
Drehrichtung der Antriebswelle 4 gedreht. Als Ergebnis wird  
die Vorwärtsdrehung des ersten Innenzahnrades 1R auf das  
mit diesem verbundene dritte Innenzahnrad 3R übertragen.  
Deshalb wird im dritten Planetenradsatz 3 das dritte Innen-  
zahnrad 3R in der Vorwärtsrichtung mit derselben Drehzahl  
wie die Antriebswelle 4 gedreht, wobei das dritte Sonnenrad  
3S durch die dritte Bremse B3 blockiert wird, so daß der drit-  
te Planetenradträger 3C und die damit verbundene Abtriebswel-  
le 5 in der Vorwärtsrichtung mit einer Drehzahl gedreht wer-  
den, die höher als die Drehzahl der Antriebswelle 4 ist.  
In diesem Fall trägt der zweite Planetenradsatz 2 nicht zu  
irgendeinem Untersetzungsvorgang wegen einer Trennung zwi-  
schen dem zweiten Innenzahnrad 2R und dem ersten Sonnenrad 1S  
aufgrund des Lösens der dritten Kupplung K3 bei. Das bedeutet,  
daß die Drehbewegung der Antriebswelle 4 auf die Abtriebs-  
welle 5 so übertragen wird, daß die Drehzahl der Antriebswel-  
le 4 wesentlich durch den dritten Planetenradsatz 3 erhöht  
wird. Das Untersetzungsvorhältnis des in die 6. Gangstellung  
versetzten Getriebes wird durch  $1 - \varrho_3$  wiedergegeben, und  
sein spezieller Wert ist bei dieser Ausführungsform 0,680.

1    7. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

Die 7. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch gleichzeitiges Einrücken der zweiten Kupplung K2, der dritten Kupplung K3 und Anziehen der zweiten Bremse B2 bewerkstelligt.

5    Das heißt, daß der Schaltvorgang von der 5. Gangstellung zur 7. Gangstellung das Lösen der dritten Bremse B3 und das Anziehen der zweiten Bremse B2 erfordert. Unter dieser Bedin-

10    gung ist der erste Planetenradsatz 1 so eingerichtet, daß der erste Planetenradträger 1C mit der Antriebswelle 4 gedreht wird, wobei das erste Innenzahnrad 1R durch die zweite Bremse B2 blockiert ist, so daß das erste Sonnenrad 1S in der

15    Vorwärtsrichtung mit einer im Vergleich zur Drehzahl der Antriebswelle 4 erheblich erhöhten Geschwindigkeit gedreht wird. Die Vorwärtsdrehung mit hoher Geschwindigkeit des ersten Son-

nenrades 1S wird auf das zweite Innenzahnrad 2R durch die dritte Kupplung K3 übertragen. Im zweiten Planetenradsatz 2 wird andererseits das zweite Sonnenrad 2S in der Rückwärts-

20    richtung gedreht, wenn das zweite Innenzahnrad 2R eine Drehung in der Vorwärtsrichtung ausführt, weil eine Last von der Ab-

triebswelle 5 auf den damit verbundenen zweiten Planetenrad-träger 2C aufgebracht wird. Die Rückwärtsdrehung des zweiten Sonnenrades 2S bewirkt ein Drehen des dritten Sonnenrades 3S in derselben Rückwärtsrichtung. Im dritten Planetenradsatz 3 wird deshalb der dritte Planetenradträger 3C in der Vorwärts-

25    richtung gedreht, weil das dritte Sonnenrad 3S mit dem dritten, durch die zweite Bremse B2 blockierten Innenzahnrad 3R in der Rückwärtsrichtung gedreht wird. Demzufolge werden das zweite Innenzahnrad und der zweite Planetenradträger 2R, 2C in der Vorwärtsrichtung mit einer sehr viel höheren Drehzahl

30    als die Antriebswelle 4 gedreht, während das zweite Sonnen- rad 2S in der Rückwärtsrichtung gedreht wird. Somit wird die mit dem zweiten sowie dritten Planetenradträger 2C, 3C ver-

35    bundene Abtriebswelle 5 in der Vorwärtsrichtung mit einer erheblich im Vergleich zur Drehzahl der Antriebswelle 4 er- höhten Drehzahl gedreht. Das Untersetzungsverhältnis des

in diese 7. Gangstellung versetzten Getriebes wird durch

1  $\varrho_1 (\varrho_2 + \varrho_3) / \varrho_3 (1 + \varrho_1)$  wiedergegeben, und sein speziel-  
ler Wert ist bei dieser Ausführungsform 0,526.

Rückwärts-Antriebsstellung

5 Die Rückwärts-Antriebsstellung der Übersetzungsvorrichtung  
wird durch gleichzeitiges Einrücken der ersten Kupplung K1  
und Anziehen der ersten Bremse B1 sowie der dritten Bremse B3  
hergestellt. Im einzelnen wird das erste Sonnenrad 1S mit  
10 der Antriebswelle 4 durch die erste Kupplung K1 verbunden,  
während der erste Planetenradträger 1C und das zweite sowie drit-  
te Sonnenrad 2S, 3S am Getriebegehäuse 6 durch die erste und  
dritte Bremse B1, B3 festgehalten werden. In dem ersten Pla-  
netenradsatz 1 wird deshalb das erste Sonnenrad 1S mit der  
15 Antriebswelle 4 gedreht, wobei der erste Planetenradträger 1C  
blockiert ist, wodurch das erste Innenzahnrad 1R in der Rück-  
wärtsrichtung mit einer gegenüber der Drehzahl der Antriebs-  
welle 4 niedrigeren Drehzahl gedreht wird. Diese Rückwärts-  
drehung mit niedriger Drehzahl des ersten Innenzahnrades 1R  
wird auf das dritte Innenzahnrad 3R, das mit dem ersten In-  
nenzahnrad 1R in fester Verbindung ist, übertragen. Da das  
20 dritte Innenzahnrad 3R rückwärts gedreht wird, wobei das  
dritte Sonnenrad 3S durch die Bremse B3 blockiert ist, werden  
der dritte Planetenradträger 3C und die damit verbundene Ab-  
triebswelle 5 in der Rückwärtsrichtung mit einer relativ nie-  
25 drigen Geschwindigkeit gedreht. In diesem Fall trägt der  
zweite Planetenradsatz 2 nicht zu irgendeinem Untersetzungs-  
vorgang wegen einer Lösung zwischen dem zweiten Innenzahnrad  
2R und dem ersten Sonnenrad 1S bei. Das Untersetzungsverhält-  
nis des in diese Rückwärts-Antriebsstellung versetzten Getrie-  
bes wird durch  $-(1 - \varrho_3) / \varrho_1$  wiedergegeben, und sein speziel-  
30 ler Wert ist bei dieser Ausführungsform -2,144.

35 Aus der obigen Beschreibung wird deutlich, daß die durch die  
erfindungsgemäße Drehzahlwechselvorrichtung erzeugten Über-  
setzungsverhältnisse ins Langsame, wenn die Vorrichtung in  
die 1. Gang- bis 4. Gangstellung geschaltet ist, so bestimmt  
sind, daß sie sich nahezu in Form einer geometrischen Progres-

1 sion verändern. Das bedeutet, daß das Verhältnis der Drehzah-  
len des Motors vor und nach jedem Schaltvorgang nahezu auf  
einem konstanten Wert gehalten wird, was ein ruhiges und  
schwierigkeitsloses Hoch- und Herunterschalten des Automatik-  
5 getriebes zuläßt.

Ferner hat die erfindungsgemäße Übersetzungsvorrichtung die  
5. Gang- und 6. Gangstellung als Schnellgangstellungen, die  
jeweilige Untersetzungsverhältnisse von etwa 0,848 und  
10 0,68 aufweisen, welche innerhalb eines praktisch zulässigen  
Bereichs gehalten sind. Diese Schnellgangstellungen eliminie-  
ren einen unnötigen Anstieg in der Drehzahl des Motors während  
eines Hochgeschwindigkeitsfahrens des Fahrzeugs, während ein  
15 hoher Grad einer Beschleunigungsleistung, eine verbesserte  
Kraftstoffausnutzung und ein geräuschloses Fahren des Fahr-  
zeugs gewährleistet werden.

Darüber hinaus erfordert jeglicher Schaltvorgang der Über-  
setzungsvorrichtung von einer aus den sechs Vorwärts-Antriebs-  
20 stellungen (1. Gang- bis 6. Gangstellung) zur benachbarten  
Vorwärts-Antriebsstellung (mit Ausnahme für die 7. Gangstel-  
lung) lediglich ein Lösen von einer der sechs Kupplungsvorrich-  
tungen einschließlich der Kupplungen und Bremsen K1 - K3,  
25 B1 - B3 sowie ein Einrücken einer anderen Kupplungsvorrich-  
tung. Das bedeutet, daß alle Schaltvorgänge durch Lösen von  
einer der drei eingerückten Kupplungsvorrichtungen und Ein-  
rücken von einer der drei ausgerückten Kupplungsvorrichtungen  
bewirkt werden. Folglich kann die Übersetzungsvorrichtung  
oder das Getriebe ruhig und ohne Schwierigkeiten mit ver-  
30 gleichsweise verminderten Schaltstößen hoch- und herunterge-  
schaltet werden. Selbst wenn die Übersetzungsvorrichtung  
von der 5. Gang- zur 7. Gangstellung anstelle der 6. Gang-  
stellung geschaltet wird, so erfordert der Schaltvorgang le-  
diglich ein Lösen und Anziehen von zwei geeigneten Kopplungs-  
35 vorrichtungen (B3 und B2).

1 Es ist auch darauf hinzuweisen, daß die erfindungsgemäß-  
Drehzahlwechselvorrichtung in ihrer Konstruktion vergleichs-  
weise einfach ist, weil die Übersetzungsvorrichtung ledig-  
lich drei Planetenradsätze 1, 2 und 3 aufweist, die jeweili-  
ge Übersetzungsverhältnisse haben, welche innerhalb eines  
5 passenden Bereichs von 0,32 - 0,38 gehalten werden. Demzu-  
folge kann die Übersetzungsvorrichtung relativ kompakt und  
klein bemessen konstruiert werden, was auf die ausreichend  
verminderten radialen Abmessungen der drei Planetenradsätze  
10 mit den in geeigneter Weise bestimmten Übersetzungsverhäl-  
tnissen zurückzuführen ist. Ferner können die relativen Umlauf-  
geschwindigkeiten der Planetenritzel 1P, 2P und 3P mit Bezug  
zu den Planetenradträgern 1C, 2C und 3C ausreichend vermin-  
dert werden.

15 Aus der Tabelle der Fig. 1(b) wird ersichtlich, daß alle drei  
Planetenradsätze 1, 2, 3 nicht die Drehzahlerhöhungs-/ -re-  
duzierfunktionen für alle der Vorwärts- und Rückwärts-Antriebs-  
stellungen des Getriebes ausführen. Das bedeutet, daß wenig-  
20 stens einer der Planetenradsätze 1, 2, 3 in Abhängigkeit von  
dem gegenwärtigen Zustand des Einrückens und Lösens der Kupp-  
lungen und Bremsen zu einer Erhöhung oder Verminderung der  
Drehzahl der Antriebswelle 4 beiträgt. Aus der obigen Be-  
schreibung folgt, daß gewünschte Betriebsstellungen der Über-  
25 setzungsvorrichtung hergestellt werden können, indem selektiv  
die passenden Elemente der Planetenradsätze durch Einrücken ge-  
eigneter Kupplungsmittel, wie der dritten Kupplung K3, wenn  
das notwendig ist, verbunden werden, anstatt diese Elemente  
mittels beispielsweise einer Kupplungstrommel fest zu verbin-  
30 den. Bei der dargestellten Ausführungsform ist das erste  
Sonnenrad 1S des ersten Planetenradsatzes 1 mit dem zweiten  
Innenzahnrad 2R vom zweiten Planetenradsatz 2 mit Hilfe der  
dritten Kupplung K3 zu verbinden.

35 In der Fig. 2 ist eine Drehzahlwechselvorrichtung gezeigt, die  
eine zusätzliche vierte Kupplung K4 enthält, welche vorge-  
sehen ist, um selektiv das dritte Sonnenrad 3S und den drit-

1 ten Planetenradträger 3C des dritten Planetenradsatzes zu ver-  
binden. In dieser Übersetzungsvorrichtung werden der zweite  
sowie dritte Planetenradsatz 2, 3 als eine Einheit gedreht,  
wenn die vierte Kupplung K4 eingerückt ist, weil das dritte  
5 Sonnenrad 3S sowie der dritte Planetenradträger 3C und das  
zweite Sonnenrad 2S sowie der zweite Planetenradträger 2C je-  
weils miteinander durch Einrücken der vierten Kupplung K4  
verbunden oder vereinigt sind. Wie in der Tabelle der Fig. 2(b)  
angegeben ist, wird eine Gesamtheit von sieben Vorwärts-An-  
10 triebstellungen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen durch  
das Vorsehen der vierten Kupplung K4 zur Verfügung gestellt.

Wie oben beschrieben wurde, ist die Drehzahlwechselvorrichtung  
der Fig. 1(a) so konstruiert, daß das zweite und dritte Sonnen-  
15 rad 2S, 3S sowie der zweite und dritte Planetenradträger 2C,  
3C jeweils aneinander für eine Drehung als eine Einheit ge-  
koppelt sind. Demzufolge können der zweite und dritte Planeten-  
radsatz 2, 3 durch einen Ravigneaux-Planetengetriebesatz 7 er-  
setzt werden, der ein einziges Sonnenrad 2S (3S), einen einzi-  
20 gen Planetenritzelträger 2C (3C) und zwei Innenzahnräder 2R  
sowie 3R besitzt, wie in Fig. 3 gezeigt ist. Die Übersetzungsvor-  
richtung dieser Art arbeitet, um die sieben Vorwärts- und  
die eine Rückwärts-Antriebsstellungen gemäß der Tabelle der  
Fig. 1(b) herzustellen.

25 In gleichartiger Weise können der zweite und dritte Planetenradsatz 2, 3 der Drehzahlwechselvorrichtung von Fig. 2(a) durch einen Ravigneaux-Planetengetriebesatz 7 ersetzt werden, wie er bei der gerade oben beschriebenen Ausführungsform der Fig. 3  
30 zur Anwendung kommt. Die auf diese Weise abgewandelte Übersetzungsvorrichtung, die in Fig. 4 gezeigt ist, arbeitet so, daß die sieben Vorwärts-Antriebsstellungen und die zwei Rückwärts-Antriebsstellungen gemäß der Tabelle der Fig. 2(b) hergestellt werden.

1 Bei den dargestellten Ausführungsformen der Fig. 1(a) und  
2(a) ist die dritte Kupplung K3 zwischen dem ersten Sonnen-  
rad 1S und dem zweiten Innenzahnrad 2R vorgesehen, während  
der zweite Planetenradträger 2C fest mit dem dritten Planeten-  
radträger 3C verbunden ist. Es ist jedoch möglich, daß das  
5 erste Sonnenrad 1S und das zweite Innenzahnrad 2R fest unterein-  
ander verbunden werden, während geeignete Kupplungsmittel  
zwischen dem zweiten und dritten Planetenradträger 2C, 3C vor-  
gesehen werden. Ein Beispiel dieser Anordnung wird unter Bezug-  
10 nahme auf die Fig. 5(a) beschrieben.

Ein Drehzahlwechselgetriebe der Fig. 5(a) ist eine Abwandlung  
der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 1(a), bei welcher das  
erste Sonnenrad 1S mit dem zweiten Innenzahnrad 2R fest gekop-  
15 pelt und die fünfte Kupplung K5 vorgesehen ist, um selektiv  
den zweiten Planetenradträger 2C und den dritten Planetenrad-  
träger 3C zu verbinden. Die derart modifizierte Übersetzungsvorrichtung  
ist imstande, sieben Vorwärts-Antriebsstellungen  
20 und eine Rückwärts-Antriebsstellung gemäß der Tabelle der  
Fig. 5(b) herzustellen.

Die Fig. 6(a) zeigt eine Drehzahlwechselvorrichtung, die eine  
Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 2(a) ist,  
bei welcher das erste Sonnenrad 1S und das zweite Innenzahn-  
rad 2R untereinander fest verbunden sind und die fünfte Kupplung  
25 K5 dazu vorgesehen ist, selektiv den zweiten Planetenradträger 2C und den dritten Planetenradträger 3C zu verbinden.  
Die Übersetzungsvorrichtung der Fig. 6(a) ist imstande,  
30 sieben Vorwärts- und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen gemäß der Tabelle der Fig. 6(b) herzustellen.

Die vierte, in den Übersetzungsvorrichtungen der Fig. 2(a),  
4, 6(a) vorgesehene Kupplung K4 wird eingerückt, um das zweite Sonnenrad und den zweiten Planetenradträger 2S, 2C zu verbinden und dadurch die gesamte Konstruktion des zweiten Planetenradsatzes 2 als Einheit auszubilden, und um das dritte Sonnenrad sowie den dritten Planetenradträger 3S, 3C zu ver-

1 binden und dadurch die gesamte Konstruktion des dritten Plane-  
tenradsatzes 3 zu vereinigen. Gemäß dieser Erfindung können  
zusätzliche Kupplungsmittel vorgesehen werden, um die gesamte  
Konstruktion des ersten Planetenradsatzes 1 zu einer Einheit zu  
5 machen.

Die Fig. 7(a) zeigt eine Drehzahlwechselvorrichtung, die eine  
Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung von Fig. 1(a) ist,  
bei welcher eine zusätzliche sechste Kupplung K6 vorgesehen  
10 ist, um selektiv das erste Sonnenrad 1S und das erste Innenzahn-  
rad 1R zu verbinden. Da die gesamte Konstruktion des ersten  
Planetensatzes 1 durch Einrücken der sechsten Kupplung K6  
zu einer Einheit gemacht werden kann, wird die zwischen der  
15 Antriebswelle 4 und dem ersten Planetenradträger vorgesehene  
Kupplung K2 eliminiert. Die Übersetzungsvorrichtung der  
Fig. 7(a) ist imstande, fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und  
eine Rückwärts-Antriebsstellung herzustellen, indem gleich-  
zeitig drei Kopplungsvorrichtungen, die aus den drei Kupplun-  
gen K1, K3, K6 und den drei Bremsen B1 - B3 entsprechend der  
20 Tabelle der Fig. 7(b) ausgewählt werden, angezogen werden.

Eine in Fig. 8(b) dargestellte Drehzahlwechselvorrichtung  
ist eine Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 2(a),  
bei welcher die sechste Kupplung K6 vorgesehen ist, um das  
25 erste Sonnenrad 1S und das erste Innenzahnrad 1R selektiv zu  
verbinden. Bei dieser Anordnung ist die zweite Kupplung K2  
eliminiert und der Ort der vierten Kupplung K4 verändert, so  
daß das dritte Sonnenrad 3S und der dritte Planetenradträger  
3C durch die vierte Kupplung K4 untereinander zu verbinden  
30 sind. Die Übersetzungsvorrichtung von Fig. 8(a) liefert fünf  
Vorwärts- und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen, die durch  
gleichzeitiges Anziehen von drei Kopplungsvorrichtungen, die  
aus den vier Kupplungen K1, K3, K4, K6 und den drei Bremsen  
35 B1, B2, B3 entsprechend der Tabelle der Fig. 8(b) ausge-  
wählt werden, hergestellt werden.

1 Aus den Tabellen der Fig. 7(b) und 8(b) wird ersichtlich, daß  
die erste Kupplung K1 einer jeden Drehzahlwechselvorrichtung  
der Fig. 7(a) und 8(a) für alle Vorwärts- und Rückwärts-An-  
triebsstellungen eingerückt wird. Deshalb ist es möglich,  
5 die erste Kupplung K1 dieser Übersetzungsvorrichtungen wegzu-  
lassen, indem die Antriebswelle 4 am ersten Sonnenrad 1S des  
ersten Planetenradsatzes 1 fest angebracht wird. Eine Drehzahl-  
wechselvorrichtung, die in Fig. 9(a) gezeigt ist, ist eine  
Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung von Fig. 7(a), bei wel-  
10 cher die erste Kupplung K1 durch eine feste Verbindung des  
ersten Sonnenrades 1S und der Antriebswelle 4 untereinander  
eliminiert wird. Wie in der Tabelle der Fig. 9(b) angegeben  
ist, liefert die Übersetzungsvorrichtung der Fig. 9(a) fünf  
Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebsstel-  
15 lung, die durch gleichzeitiges Anziehen von zwei Kopplungs-  
vorrichtungen, die aus den zwei Kupplungen K3, K6 und den drei  
Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, hergestellt werden.

Die Fig. 10(a) zeigt eine Drehzahlwechselvorrichtung, die eine  
20 Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 8(a) ist, bei  
welcher die erste Kupplung K1 eliminiert wird, indem das erste  
Sonnenrad 1S und die Antriebswelle 4 fest gekoppelt werden.  
Wie in der Tabelle der Fig. 10(b) angegeben ist, werden fünf  
25 Vorwärts- und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen durch gleich-  
zeitiges Einrücken von zwei Kopplungsvorrichtungen bewerkstel-  
ligt, die aus den drei Kupplungen K3, K4, K6 und den drei  
Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden.

Die Drehzahlwechselvorrichtung der Fig. 5(a) ist als eine Ab-  
30 wandlung der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 1(a) vorgesehen,  
indem die dritte Kupplung K3 der Übersetzungsvorrichtung von  
Fig. 1(a) weggelassen und die fünfte Kupplung K5 für eine selek-  
tive Verbindung zwischen dem zweiten sowie dritten Planeten-  
35 radträger 2C, 3C zugefügt wird. Die Drehzahlwechselvorrichtung  
der Fig. 6(a) wird durch Modifizieren der Übersetzungsvorrich-  
tung der Fig. 2(a) in derselben Weise, wie oben beschrieben  
wurde, gebildet. Diese Abwandlung, bei welcher die dritte

1 Kupplung K3 durch die fünfte Kupplung K5 ersetzt wird, kann  
auf die Übersetzungsvorrichtungen der Fig. 7(a) und 8(a) ange-  
wendet werden.

5 Eine in Fig. 11(a) gezeigte Drehzahlwechselvorrichtung ist eine  
Abwandlung der Fig. 7(a), wobei die dritte Kupplung K3 elimi-  
niert wird, indem das erste Sonnenrad 1S und das zweite Innen-  
zahnrad 2R untereinander fest gekoppelt werden, und wobei  
10 die fünfte Kupplung K5 vorgesehen ist, um selektiv den zwei-  
ten und dritten Planetenradträger 2C, 3C zu verbinden. Diese  
Übersetzungsvorrichtung, die die drei Kupplungen K1, K5, K6  
und die drei Bremsen B1 - B3 enthält, ist imstande, fünf  
Verwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebsstel-  
lung entsprechend der Tabelle der Fig. 11(b) herzustellen.

15 In der Übersetzungsvorrichtung von Fig. 11(a) wird die erste  
Kupplung K1 eingerückt, um alle Arbeitsstellungen der Überset-  
zungsvorrichtung herzustellen, wie in der Tabelle der Fig. 11(b)  
gezeigt ist. Demzufolge ist es möglich, die erste Kupplung K1  
20 zu eliminieren, indem die Antriebswelle 4 fest am ersten Son-  
nenrad 1S angebracht wird. Diese Anordnung ist in Fig. 12(A)  
dargestellt. Die Übersetzungsvorrichtung von Fig. 12(a), die  
die zwei Kupplungen K5, K6 und die drei Bremsen B1 - B3 be-  
sitzt, arbeitet so, daß fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und  
25 eine Rückwärts-Antriebsstellung in Übereinstimmung mit der  
Tabelle 12(b) hergestellt werden.

30 Eine in Fig. 13(a) gezeigte Drehzahlwechselvorrichtung ist  
eine Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 8(a),  
in welcher die dritte Kupplung K3 eliminiert wird, indem das  
erste Sonnenrad 1S und das zweite Innenzahnrad 2R fest mit-  
einander verbunden werden, und wobei die fünfte Kupplung K5  
35 vorhanden ist, um eine selektive Verbindung zwischen dem zwei-  
ten und dritten Planetenradträger 2C, 3C herzustellen. Wie  
in Fig. 13(b) angegeben ist, werden fünf Vorwärts- und zwei  
Rückwärts-Antriebsstellungen durch gleichzeitiges Anziehen  
von drei Kopplungsvorrichtungen hergestellt, die aus den

1 vier Kupplungen K1, K4, K5, K6 und den drei Bremsen B1 - B3  
ausgewählt werden.

5 Bei der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 13(a) wird die erste  
Kupplung K1 eingerückt, um alle Betriebsstellungen der Überset-  
zungsvorrichtung herzustellen. Deshalb kann die erste Kupp-  
lung K1 weggelassen werden, indem die Antriebswelle 4 fest mit  
dem ersten Sonnenrad 1S verbunden wird. Diese Anordnung ist  
in Fig. 14(a) gezeigt und kann dieselben Betriebsstellungen  
10 wie die Übersetzungsvorrichtung der Fig. 13(a) erzeugen, in-  
dem selektiv die drei Kupplungen K4, K5, K6 und die drei  
Bremsen B1 - B3 angezogen und gelöst werden, wie in Fig. 14(b)  
angegeben ist.

15 Jede der Kupplungen K1, K2, K3, K4, K5 und K6, die bei den  
verschiedenen oben erörterten Ausführungsformen zur Anwendung  
kommt, wird von einer Lamellenkupplung gebildet. Jedoch können  
für die Kupplungsmittel eine Freilaufkupplung oder eine La-  
mellenkupplung in Kombination mit einer Freilaufkupplung für  
20 eine verbesserte Kraftstoffausnutzung sowie ein geräuschloses  
Fahren des Fahrzeugs und verminderte Schaltstöße verwendet  
werden. Jede der Bremsen B1, B2 und B3, die bei den oben erör-  
terten Ausführungsformen zur Anwendung kommen, wird von einer  
Lamellenbremse gebildet. Jedoch können eine Freilaufkupplung,  
25 eine Bandbremse oder eine Kombination aus diesen als Brems-  
mittel anstelle der Lamellenbremse zum Einsatz kommen. Ty-  
pische Beispiele dieser Kupplungen und Bremsen sind in den  
Japanischen Patentanmeldungen Nr. 63-1767270 und 63-221670  
offenbart.

30 Wenngleich die vorliegende Erfindung anhand ihrer gegenwärtig  
bevorzugten Ausführungsformen mit einem gewissen Grad von  
Spezialisierung zu lediglich Erläuterungszwecken beschrieben  
worden ist, so ist klar, daß die Erfindung mit verschiedenen  
35 anderen Änderungen, Abwandlungen und Verbesserungen,

1 die den in der einschlägigen Technik bewanderten Personen  
mit Blick auf die vorhergehenden Lehren einfallen mögen,  
innerhalb des Rahmens der beigelegten Patentansprüche ver-  
wirklicht werden kann. Beispielsweise können die zwei Ele-  
5 mente einer jeden Kombination der Planetenradsätze, wie in  
den beigelegten Patentansprüchen definiert ist, aneinander  
befestigt werden oder selektiv untereinander durch Kupplungs-  
mittel verbindbar sein. Zum Beispiel können das erste und  
10 dritte Innenzahnrad 1R und 3R, die bei den dargestellten Aus-  
führungsformen untereinander fest gekoppelt sind, selektiv  
durch Kupplungsmittel verbindbar sein. In gleichartiger Weise  
können das zweite und dritte Sonnenrad 2S, 3S durch Kupplungs-  
mittel selektiv zu verbinden sein. Ferner können die mit der  
15 Antriebs- und Abtriebswelle zu verbindenden Elemente und das  
Element oder die Elemente, die am Getriebegehäuse festzu-  
legen sind, in geeigneter Weise bestimmt werden.

20

25

30

35

Patentansprüche

5 1. Drehzahlwechselvorrichtung in einem Automatikgetriebe  
für ein Motorfahrzeug mit einem ersten Planetenradsatz  
(1) der Einzelritzelbauart, der ein erstes Sonnenrad  
(1S), ein erstes, mit dem ersten Sonnenrad (1S) kämmen-  
des Planetenritzel (1P), ein erstes, mit dem ersten Pla-  
10 netenritzel (1P) kämmendes Innenzahnrad (1R) und einen  
ersten Planetenradträger (1C), der das erste Planeten-  
ritzel (1P) drehbar lagert, besitzt, mit einem zweiten  
Planetensatz (2) der Einzelritzelbauart, der ein  
15 zweites Sonnenrad (2S), ein zweites, mit dem zweiten  
Sonnenrad (2S) kämmendes Planetenritzel (2P), ein zwei-  
tes, mit dem zweiten Planetenritzel (2P) kämmendes In-  
nenzahnrad (2R) und einen zweiten Planetenradträger  
(2C), der das zweite Planetenritzel (2P) drehbar lagert,  
besitzt, und mit einem dritten Planetenradsatz (3) der  
20 Doppelritzelbauart, der ein drittes Sonnenrad (3S),  
wenigstens ein Paar von Planetenritzeln (3P), die mitein-  
ander kämmen und von denen eines mit dem dritten Sonnen-  
rad (3S) in Eingriff ist, ein drittes Innenzahnrad (3R),  
das mit dem anderen Planetenritzel aus dem wenigstens  
25 einen Paar von dritten Planetenritzeln (3P) in Eingriff  
ist, und einen dritten Planetenradträger (3C), der das  
wenigstens eine Paar von dritten Planetenritzeln (3P)  
drehbar lagert, besitzt, wobei der genannte erste,  
zweite und dritte Planetenradsatz (1, 2, 3) koaxial  
30 zueinander angeordnet sind, um eine Kraft von einem  
mit dem ersten Planetenradsatz (1) verbundenen Antriebs-  
glied (4) auf ein hinsichtlich des Planetenradträgers  
(2C, 3C) des zweiten oder des dritten Plaetenradsatzes  
(2, 3) verbundenes Abtriebsglied (5) mit einem ausge-  
35 wählten Übersetzungsverhältnis aus unterschiedlichen  
Übersetzungsverhältnissen ins Langsame zu übertragen,  
dadurch gekennzeichnet, daß:

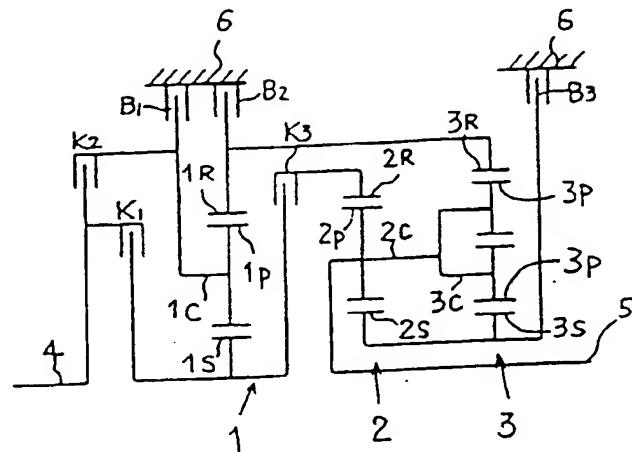
- 1     - das erwähnte erste sowie dritte Innenzahnrad (1R, 3R) miteinander durch entweder dieses erste sowie dritte Innenzahnrad untereinander fixierende Kopplungseinrichtungen oder durch Kupplungsmittel, die selektiv dieses erste sowie dritte Innenzahnrad miteinander kuppeln, verbunden sind;
- 5     - das besagte erste Sonnenrad (1S) sowie das erwähnte zweite Innenzahnrad (2R) miteinander durch entweder dieses erste Sonnenrad sowie zweite Innenzahnrad untereinander fixierende Kopplungseinrichtungen oder durch Kupplungsmittel (K3), die selektiv dieses erste Sonnenrad sowie zweite Innenzahnrad miteinander kuppeln, verbunden sind;
- 10    - der genannte zweite sowie dritte Planetenradträger (2C, 3C) miteinander durch entweder diesen zweiten sowie dritten Planetenradträger untereinander fixierende Kopplungseinrichtungen oder durch Kupplungsmittel (K5), die selektiv diesen zweiten sowie dritten Planetenradträger miteinander kuppeln, verbunden sind; und
- 15    - das besagte zweite sowie dritte Sonnenrad (2S, 3S) miteinander durch entweder dieses zweite sowie dritte Sonnenrad untereinander fixierende Kopplungseinrichtungen oder durch Kupplungsmittel, die selektiv dieses zweite sowie dritte Sonnenrad miteinander kuppeln, verbunden sind.
- 20    - das besagte zweite sowie dritte Sonnenrad (2S, 3S) miteinander durch entweder dieses zweite sowie dritte Sonnenrad untereinander fixierende Kopplungseinrichtungen oder durch Kupplungsmittel, die selektiv dieses zweite sowie dritte Sonnenrad miteinander kuppeln, verbunden sind.
- 25    2. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte erste Sonnenrad und das erwähnte zweite Innenzahnrad (1S, 2R) durch ein Kupplungsmittel (K3) miteinander kuppelbar sind.
- 30    3. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte erste sowie dritte Innenzahnrad (1R, 3R) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.
- 35

- 1 4. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der genannte zweite sowie dritte Planetenradträger (2C, 3C) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.
- 5 5. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte zweite sowie dritte Sonnenrad (2S, 3S) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.
- 10 6. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte Abtriebsglied (5) und der genannte zweite Planetenradträger (2C) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.
- 15 7. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der genannte zweite und dritte Planetenradträger (2C, 3C) durch ein Kupplungsmittel (K5) miteinander kuppelbar sind.
- 20 8. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte erste sowie dritte Innenzahnrad (1R, 3R) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.
- 25 9. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte erste Sonnenrad und das erwähnte zweite Innenzahnrad (1S, 2R) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.
- 30 10. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte zweite sowie dritte Sonnenrad (2S, 3S) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.

- 1 11. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2 oder Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß drei Kupplungen (K1, K2, K5; K1, K5, K6; K4, K5, K6), die eine Kupplung als das erwähnte Kupplungsmittel (K5) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der genannten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus diesen drei Kupplungen sowie diesen drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 10 12. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2 oder Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß vier Kupplungen (K1, K2, K4, K5; K1, K4, K5, K6), die eine Kupplung als das erwähnte Kupplungsmittel (K5) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der genannten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus diesen vier Kupplungen sowie drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 20 13. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2 oder Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß zwei Kupplungen (K5, K6), die eine Kupplung als das erwähnte Kupplungsmittel (K5) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der genannten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von zwei aus diesen zwei Kupplungen sowie drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 25 14. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2 oder Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte Antriebsglied (4) und das besagte erste Sonnenrad (1S) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.
- 30
- 35

- 1 15. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte Abtriebsglied (5) und der genannte dritte Planetenradträger (3C) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest ge-  
5 koppelt sind.
16. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Planetenradsatz (2) der Einzelritzelbauart und der genannte dritte Planetenradsatz (3) der Doppelritzelbauart von einem Ravigneaux-Planetengetriebesatz gebildet sind, der ein Sonnenrad (2S, 3S), das als die besagten, untereinander fest gekoppelten Sonnenräder wirkt, ein Planetenritzel (2P, 3P), das als die erwähnten zweiten sowie 15 dritten Planetenritzel wirkt, und einen Planetenradträger (2C, 3C), der als die genannten zweiten sowie dritten Planetenradträger wirkt, besitzt.
17. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 16, dadurch 20 gekennzeichnet, daß das besagte erste Sonnenrad (1S) und das erwähnte zweite Innenzahnrad (2R) durch Kupp lungsmittel (K3) miteinander kuppelbar sind.
18. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 17, dadurch 25 gekennzeichnet, daß das erwähnte erste sowie dritte Innenzahnrad (1R, 3R) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.

FIG. 1(a)



**FIG. 3**

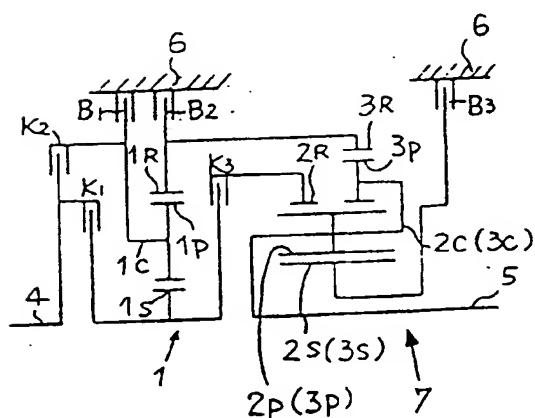


FIG. 4

FIG. I (b)

Kupplungen		Bremsen			Übersetzungsverhältnisse ins Langsame		
		K1	K2	K3	B1	B2	B3
1.	O	O	O		$(\rho_2 + \rho_3) / (\rho_3 - \rho_1 \rho_2)$	3.498	
2.	O	O	O	O	$(\rho_2 + \rho_3) / \rho_3$	2.184	
3.	O	O	O	O	$1 + \rho_2$	1.379	
4.	O	O	O	O	$1 + \rho_1 + \rho_1 \rho_2 - \rho_3$ $1 + \rho_1$	0.848	
5.	O	O	O	O	$1 - \rho_3$	0.680	
6.	O	O	O	O	$\rho_1 (\rho_2 + \rho_3) / \rho_3 (1 + \rho_1)$	0.526	
7.	O	O	O	O	$-(1 - \rho_3) / \rho_1$	- 2.145	
R.	O	O	O	O	O	O	

2/3

3/13

FIG.2(a)

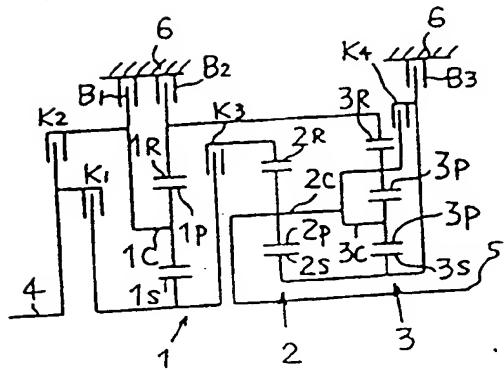


FIG.2(b)

	Kupplungen				Bremsen		
	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1.	O		O		O		
2.	O		O			O	
3.	O		O				O
4.	O	O	O				
5.		O	O				O
6.	O	O					O
7.		O	O			O	
R1	O				O		O
R2	O				O	O	

FIG.5(a)

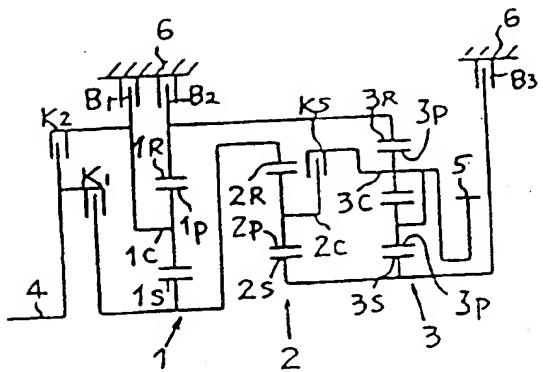


FIG.5(b)

	Kupplungen			Bremsen		
	K1	K2	K5	B1	B2	B3
1..	o			o	o	
2..	o			o		
3..	o		o			o
4..	o	o	o			
5..		o	o			o
6..	o	o				o
7..		o	o		o	
R	o			o		o

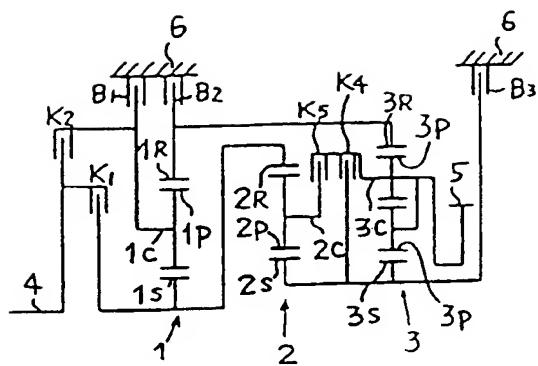


FIG.6(a)

FIG.6(b)

	Kupplungen				Bremsen		
	K1	K2	K4	K5	B1	B2	B3
1.	○			○	○		
2.	○			○		○	
3.	○			○			○
4.	○	○		○			
5.		○		○			○
6.	○	○					○
7.		○	○			○	
R1	○				○		○
R2	○			○	○		

FIG. 7(a)

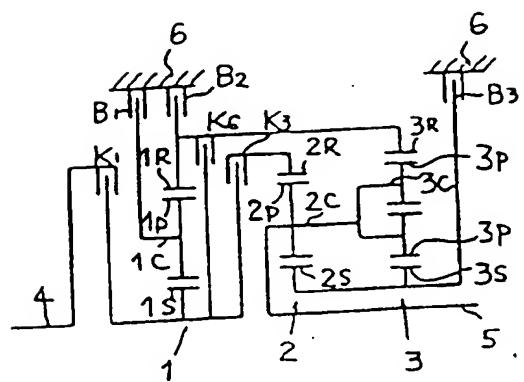


FIG. 7(b)

	Kupplungen			Bremsen		
	K1	K3	K6	B1	B2	B3
1.	○	○		○		
2.	○	○			○	
3.	○	○				○
4.	○	○	○			
5.	○			○		○
R	○				○	○

FIG. 8(a)

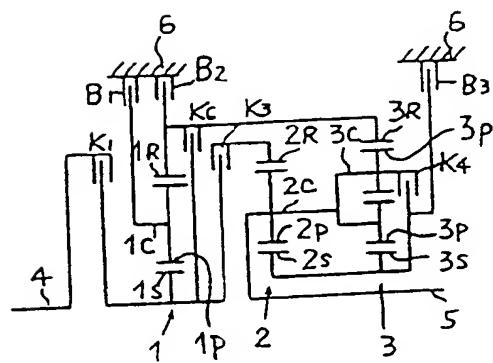


FIG. 8(b)

	Kupplungen				Bremsen		
	K1	K3	K4	K6	B1	B2	B3
1.	○	○			○		
2.	○	○				○	
3.	○	○					○
4.	○	○		○			
5.	○			○			○
R1	○				○		○
R2	○		○		○		

8/13

FIG. 9(a)

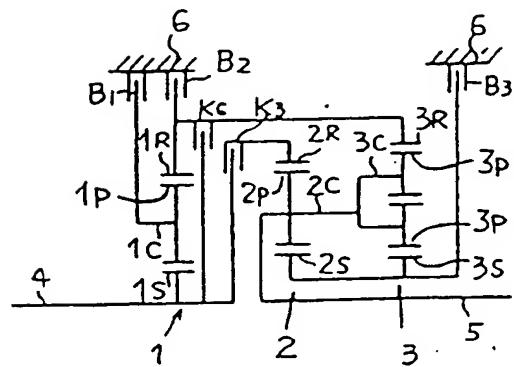


FIG. 9(b)

	Kupplungen		Bremsen		
	K3	K6	B1	B2	B3
1.	○		○		
2.	○			○	
3.	○				○
4.	○	○			
5.		○			○
R			○		○

9/13

FIG. 10(a)

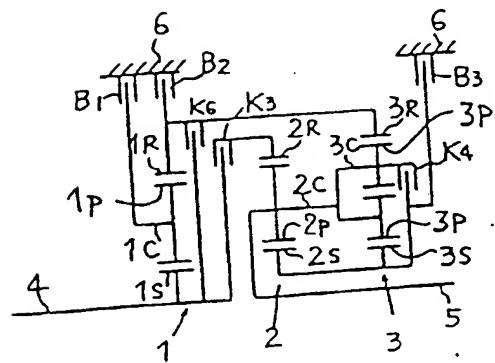


FIG. 10(b)

	Kupplungen			Bremsen		
	K3	K4	K6	B1	B2	B3
1.	O				O	
2.	O					O
3.	O					O
4.	O		O			
5.			O			O
R1				O		O
R2		O		O		

FIG. 11(a)

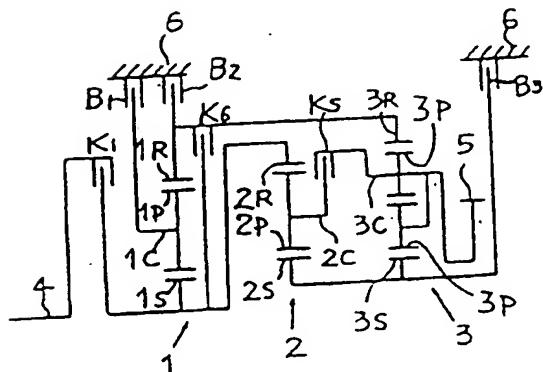


FIG. 11(b)

	Kupplungen			Bremsen		
	K1	K5	K6	B1	B2	B3
1.	○	○		○		
2.	○	○			○	
3.	○	○				○
4.	○	○	○			
5.	○		○			○
R	○			○		○

11/13

FIG. 12(a)

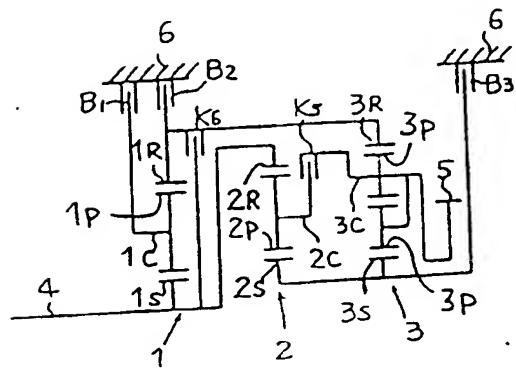


FIG. 12(b)

	Kupplungen		Bremsen		
	K5	K6	B1	B2	B3
1.	○		○		
2.	○			○	
3.	○				○
4.	○	○			
5.		○			○
R.	-		○		○

12/13

FIG. 13(a)

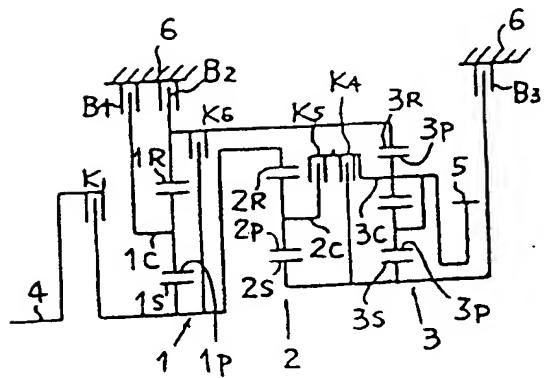


FIG. 13(b)

	Kupplungen				Bremsen		
	K1	K4	K5	K6	B1	B2	B3
1.	o		o		o		
2.	o		o			o	
3.	o		o				o
4.	o		o	o			
5.	o			o			o
R1	o				o		o
R2	o	o			o		

13/13

FIG. 14(a)

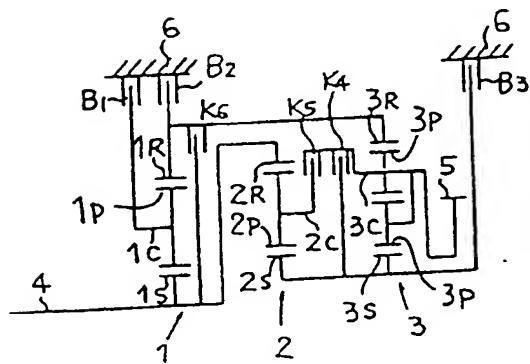


FIG. 14 (b)

	Kupplungen			Bremsen		
	K4	K5	K6	B1	B2	B3
1.		O		O		
2.		O			O	
3.		O				O
4.		O	O			
5.			O			O
R1				O		O
R2	O	O		O		